

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

BIANCA PEREIRA MIRANDA

**MODERNIZAÇÃO DO REGULADOR DE
VELOCIDADE DE TURBINAS HIDRÁULICAS:**

Estudo de Caso Específico

Taubaté - SP

2019

BIANCA PEREIRA MIRANDA

**MODERNIZAÇÃO DO REGULADOR DE
VELOCIDADE DE UMA TURBINA HIDRÁULICA:
Estudo de Caso Específico**

Trabalho de Graduação apresentado para obtenção do Certificado de Graduação do curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Orientadora: Profa. Me. Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren

Coorientador: Prof. Me. Paulo Cesar Correa Lindgren

Taubaté – SP

2019

SIBi – Sistema Integrado de Bibliotecas / UNITAU

M672m Miranda, Bianca Pereira
Modernização do regulador de velocidade de turbinas hidráulica: estudo de caso específico / Bianca Pereira Miranda. -- 2019.
46 f. : il.

Monografia (graduação) – Universidade de Taubaté, Departamento de Engenharia Mecânica e Elétrica, 2019.

Orientação: Profa. Ma. Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren, Departamento de Engenharia Mecânica.

Coorientação: Prof. Me. Paulo Cesar Correa Lindgren, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Turbina. 2. Francis. 3. Distribuidor. 4. Modernização.
5. Repotenciação. I. Graduação em Engenharia Mecânica. II. Título.

CDD – 621.31

Ficha catalográfica elaborada por Shirlei Righeti – CRB-8/6995

BIANCA PEREIRA MIRANDA

**MODERNIZAÇÃO DO REGULADOR DE VELOCIDADE DE UMA TURBINA
HIDRÁULICA: Estudo de Caso Específico**

Trabalho de Graduação apresentado
para obtenção do Certificado de Graduação
do curso de Engenharia Mecânica do
Departamento de Engenharia Mecânica da
Universidade de Taubaté.

DATA: 26/11/2019

RESULTADO: APROVADA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. ME. Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren UNIVERSIDADE DE
TAUBATÉ

Assinatura:  _____

Prof. Me. Paulo Cesar Correa Lindgren

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Assinatura:  _____

Prof Msc Antonio Carlos Tonini

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Assinatura:  _____

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu primo Rafael, que depositou sua fé em mim no começo de tudo.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, que nunca me abandonou, mesmo quando menos merecia. Agradeço pela minha vida, e por todos os aprendizados oferecidos por Ele.

Ao meu colega/tutor de trabalho, Msc José Cláudio Nicoletti, que me ofereceu um excelente ensinamento, e contribuiu para meu crescimento e para a realização deste trabalho.

Aos meus tios/pais Regia e Hélio, quem me incentivaram a continuar, mesmo não tendo a certeza de que daria certo.

À minha orientadora, Prof Me Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren, agradeço pela fé depositada em mim e pela motivação para a conclusão deste trabalho.

Aos Professores Msc Paulo Cesar Corrêa Lindgren (Coorientador) e Msc Antonio Carlos Tonini por aceitarem compor a banca examinadora.

EPÍGRAFE

“Se quiser conhecer a si mesma, a respiração
é a corda que leva ao fundo do poço.”

(MONJA COEN)

RESUMO

As turbinas hidráulicas transformam a energia potencial da água armazenada em reservatórios em energia mecânica. A turbina Francis tem um fluxo radial na entrada, e axial na saída, é recomendada para altas pressões, a energia do fluxo da água é transferida para o eixo da turbina em forma de torque e rotação, o eixo é acoplado com dínamos ou alternadores (gerador), para a geração de energia. Uma turbina tem vários componentes, um deles é o conjunto do distribuidor, que é responsável por controlar a vazão de água da turbina, ou seja, controlar a potência da unidade geradora já que a velocidade é constante e a potência em uma mesma queda varia com a vazão, para manter uma boa qualidade, a velocidade de geração da turbina deve ser mantida constante, apesar de carga, sendo assim, este trabalho de graduação (TG), tem como objetivo principal fazer um estudo de caso sobre a reforma/modernização no conjunto do distribuidor de uma turbina Francis, detalhando as modificações. E a partir dos modelos analíticos para o cálculo do rendimento “pressão-tempo”, as estratégias traçadas para a modificação foram satisfatórias, e a comparação entre os resultados conseguidos mostrou o impacto das propriedades estruturais das palhetas diretrizes e da posição da tampa superior sobre o rendimento da turbina.

Palavras-chave: turbina, Francis, distribuidor

ABSTRACT

The hydraulic turbines transform the potential energy of water into mechanical energy. The Francis turbine has a radial flow, and an outlet axial flow, it is recommended for high pressures, the water flow energy is transferred to turbine axis in the form of torque and rotation, and the axis is coupled with dynamos or alternators (generator), or power generation. The turbine has several components, one of them is the distributor, which is responsible for controlling the turbine water flow, in other words, control the power of the generating unit since the velocity is constant and the power in the same fall varies with the flow, to keep a good quality, the turbine generation speed must be kept constant, despite load, therefore, this graduation work (GW), has as main objective do a case study on a reform/modernization in the distributor of a Francis turbine, detailing the modifications. From the analytical Dynamics, the calculation of the pressure-time yield, the strategies outlined for the modification were satisfactory, and the comparison between the obtained results showed the impact of the structural properties of the directional vanes and the position of the head cover on the turbine performance.

KEYWORDS: turbine, Francis, distributor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Oferta interna de energia elétrica por fonte.....	18
Figura 2 – Produção de Energia Primária.....	19
Figura 3 – Campos de aplicação de turbinas hidráulicas	21
Figura 4 – Turbina Francis explodida	23
Figura 5 – Conjunto do Distribuidor da turbina Francis.....	24
Figura 6 – Aperto no parafuso.....	34
Figura 7 – Compressão do elastômero no alojamento.....	35
Figura 7 – Método de empilhamento.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Faixa operacional contínua e temporária: definição de potências	39
Tabela 2 – Garantia de cavitação	40
Tabela 3 – Garantias de sobrevelocidade e sobrepressão	43

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

UG	Unidade Geradora.
UHE	Usina Hidrelétrica.
CFD	Computational Fluid Dynamics. (Fluido Dinâmico Computacional).

LISTA DE SÍMBOLOS

L	comprimento
ρLA	massa específica do fluido
Δp	pressão diferencial
A	seção transversal
t	tempo
Δh	perda de pressão
Q_0	vazão
mm	milímetro
s	segundo
rpm	rotações por minuto
MW	megawatts
m	metro
mca	metros coluna d'água
manm	metros acima do nível do mar

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Objetivo	15
1.1.1 Objetivo geral.....	15
1.1.2 Objetivo Específico	15
1.2 Delimitação do estudo	16
1.3 Relevância do estudo	16
1.4 Organização do Trabalho	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Energia Renovável.....	18
2.1.1 Usinas Hidrelétricas	19
2.2 Turbina Hidráulica	20
2.2.1 Turbina Francis	22
2.2.2 Conjunto do Distribuidor	24
2.2.3 Características de teste necessários para o bom funcionamento da turbina Francis: Método de Gibson e Testes mecânicos	27
3 METODOLOGIA.....	29
4 DESENVOLVIMENTO	31
4.1 Detalhes.....	31
4.1.1 Características Técnicas.....	31
4.2 Modernizações realizadas	32
4.2.1 Tirante de acoplamento	33
4.2.2 Tampa superior externa, tampa superior interna e tampa inferior	35
4.2.3 Bielismo (Pino de ruptura e sistema de frenagem)	36
4.2.4 Palhetas Diretrizes	37

4.2.5 Servomotor	38
4.2.6 Buchas autolubrificantes	38
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
5.1 Características de desempenho e operação	39
5.1.1 Potências	39
5.2 Campo Operacional	39
5.3 Cavitação	40
5.4 Fluxo nas passagens hidráulicas	41
5.4.1 Resultados palhetas modificadas	42
5.4.2 Transitório Hidráulico	43
6 CONCLUSÃO	44
REFERÊNCIAS	45

1 INTRODUÇÃO

Maquinas hidráulicas é um termo geral para equipamentos de energia hidráulica, incluindo turbinas hidráulicas bombas, e acessórios. O método de pesquisa para maquinas hidráulicas é padronizado em um âmbito geral. Os métodos clássicos de pesquisa concentram-se mais em cálculo e estudo teórico de uso matemático, como conhecimento físico e dinâmica básica de fluídos

Turbinas hidráulicas, são um tipo de motor primário movido pela água, que foi desenvolvido a mais de 180 anos. Baseado nos equipamentos de teste avançados e máquinas de modelos perfeitas da China, desenvolveu-se o método de pesquisa, então chamado, “Existing Reality”, ou seja, a performance operacional do protótipo da turbina pode ser prevista através de uma observação cuidadosa de todos os tipos de fenômenos durante o modelo de teste de um protótipo já existente.

Diante disso, espera-se que novas unidades, unidades reabilitadas e unidades a serem modernizadas estejam sujeitas a testes conforme regulamentos ou contratos, para verificar o equipamento e encontrar as causas das anomalias, buscando entender a realidade do mesmo e melhorar o desempenho da unidade geradora.

Contudo, este trabalho irá tratar de um estudo de caso onde foi efetuada uma reforma de um equipamento para uma usina hidrelétrica, mais especificamente, o conjunto do distribuidor de uma turbina hidráulica do tipo Francis.

1.1 Objetivo

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho será apresentar a modernização em duas Unidades Geradoras de uma usina hidrelétrica.

1.1.2 Objetivo Específico

O objetivo específico deste trabalho será explanar os conceitos básicos correlacionados as principais modernizações no Distribuidor de uma turbina Francis, com o objetivo de aumentar seu rendimento em 10% de sua potência de saída, por um período de 35 anos de operação das UG7 e UG8.

1.2 Delimitação do estudo

Este trabalho de graduação irá abordar a modernização no conjunto do distribuidor de uma turbina Francis em duas UGs (UG7 e UG8) de uma usina hidrelétrica, feito por uma empresa Omega localizada no estado de São Paulo, em uma usina hidrelétrica no sul.

1.3 Relevância do estudo

O estudo em questão mostra-se relevante, pois trata-se de um compartilhamento de conhecimentos sobre as principais modificações aplicadas para a resolução de uma melhora de rendimento no funcionamento de duas unidades geradoras de uma usina hidrelétrica, mais especificamente, uma modernização no conjunto do distribuidor, um conjunto de componentes da turbina Francis, responsável pelo rendimento da mesma.

1.4 Organização do Trabalho

Esse trabalho está estruturado em seis capítulos:

No primeiro capítulo apresenta-se a Introdução, contendo o objetivo geral, objetivo específico, delimitação do tema, relevância do estudo e organização do trabalho.

No segundo capítulo, denominado de Revisão de Bibliográfica, são contextualizados a origem e princípios de Usinas hidrelétricas, a fabricação de turbinas Francis, e o detalhamento do conjunto do distribuidor.

No terceiro capítulo, tem-se a Metodologia aplicada para que este trabalho pudesse ser desenvolvido.

No quarto capítulo é apresentado o Desenvolvimento do estudo.

No sexto e quinto capítulos são abordados os Resultados e as Conclusões, respectivamente, e por fim, as Referências Bibliográficas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

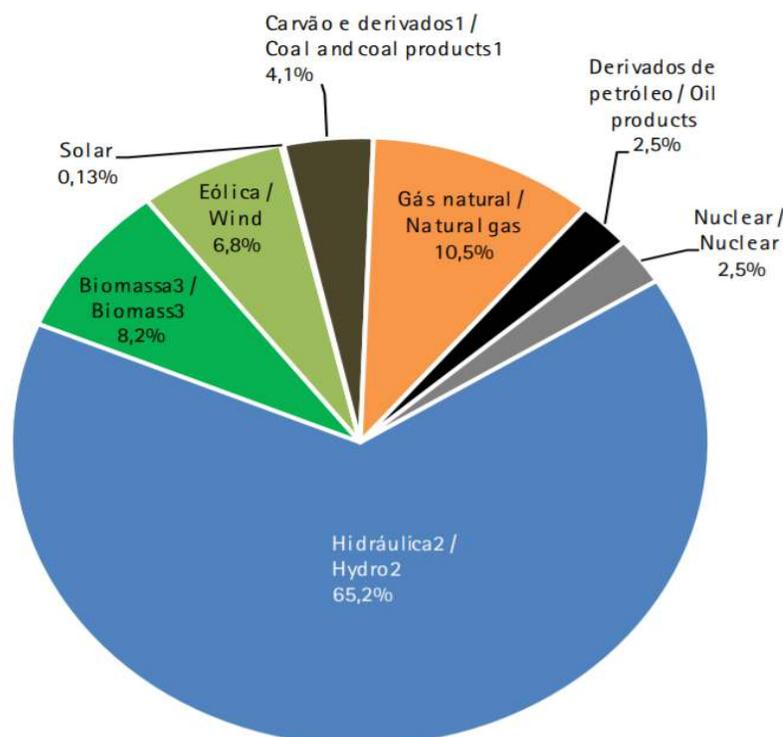
2.1 Energia Renovável

A energia, nas suas mais diversas formas, é indispensável à sobrevivência da espécie humana. E mais que sobreviver, o homem procurou sempre evoluir, descobrindo fontes e maneiras alternativas de adaptação ao ambiente em que vive e de atendimento às suas necessidades. (Atlas de energia elétrica no Brasil: ANEEL 2. ed,2005, p.243).

De acordo com o GOVERNO FEDERAL (2017) o Brasil dispõe da matriz energética mais renovável do mundo industrializado, com 45,3% de sua produção originada de fontes como recursos híbridos, biomassa e etanol, além das energias eólica e solar.

Segundo a EPE (2018) a origem energética renovável predominante, é a fonte hidráulica, que corresponde por 65,2% da oferta interna, demonstrada na Figura 1.

Figura 1 – Oferta interna de energia elétrica por fonte



Fonte: EPE, (2018)

De todo modo, se por um lado existem desafios para a construção de novas usinas hidrelétricas, em função do preço de sua energia, de sua flexibilidade operativa e capacidade de armazenamento. Por outro, esses projetos podem ser fundamentais para o desenvolvimento do sistema elétrico brasileiro como um todo. (EPE, 2018, p. 9)

2.1.1 Usinas Hidrelétricas

O Brasil utiliza energia hidrelétrica desde o final do século 19, mas marcaram a fase de maior investimento na construção de grandes usinas entre as décadas de 1960 e 1970. (GOVERNO FEDERAL, 2017).

Conforme o EPE (2018), sistema elétrico brasileiro é composto principalmente pela geração hidrelétrica, esta fonte oferece condições mais convenientes para fazer frente ao desenvolvimento socioeconômico calculado para os próximos anos, trata-se de uma fonte de geração de energia renovável, em termo de preocupação com emissões de gases, demonstrados conforme quadro na Figura 2.

Figura 2 – Produção de Energia Primária

FONTES	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	10 ³ tep (toe)	SOURCES
NÃO RENOVÁVEL	123.161	129.340	134.277	140.533	140.573	139.997	153.920	165.795	172.540	179.477		NON-RENEWABLE ENERGY
PETRÓLEO	94.000	100.918	106.559	108.976	107.258	104.762	116.705	126.127	130.373	135.907		PETROLEUM
GÁS NATURAL	21.398	20.983	22.771	23.888	25.574	27.969	31.661	34.871	37.610	39.810		NATURAL GAS
CARVÃO VAPOR	2.552	1.913	2.104	2.134	2.517	3.298	3.059	2.459	2.636	1.930		STEAM COAL
CARVÃO METALÚRGICO	101	167	0	0	0	0	0	0	0	0		METALLURGICAL COAL
URÂNIO (U ₃ O ₈)	3.950	4.117	1.767	4.209	3.881	2.375	681	512	0	0		URANIUM - U ₃ O ₈
OUTRAS NÃO RENOVÁVEIS	1.159	1.242	1.075	1.326	1.343	1.592	1.814	1.826	1.921	1.831		OTHER NON-RENEWABLE ENERGY
RENOVÁVEL	113.394	111.118	118.922	115.854	116.396	118.096	118.702	120.481	122.180	122.169		RENEWABLE ENERGY
ENERGIA HIDRÁULICA	31.782	33.625	34.683	36.837	35.719	33.625	32.116	30.938	32.758	31.898		HYDRAULIC
LENHA	29.227	24.609	25.997	25.997	25.683	24.580	24.936	24.900	23.095	23.424		FIREWOOD
PRODUTOS DA CANA-DE-AÇÚCAR	45.019	44.775	48.852	43.270	45.117	49.304	49.273	50.424	50.658	49.725		SUGAR CANE PRODUCTS
EÓLICA	102	106	187	233	434	566	1.050	1.860	2.880	3.644		WIND
SOLAR								5	7	72		SOLAR
OUTRAS RENOVÁVEIS	7.265	8.002	9.202	9.518	9.443	10.021	11.327	12.354	12.781	13.406		OTHER RENEWABLE
TOTAL	236.555	240.458	253.198	256.387	256.969	258.092	272.622	286.277	294.720	301.646		TOTAL

Fonte: EPE, (2018)

PEREIRA (2015), em seu livro nos demonstra que uma usina é composta, basicamente, pelos componentes que seguem abaixo:

- a) Barragem, responsável pela elevação do desnível do rio, onde será determinada a vazão da queda entre a montante e jusante.
- b) Vertedouros, que escoam eventuais excessos de águas dos reservatórios.
- c) Tomada d'água, conduz a água do reservatório aos órgãos adutores (abriga o conjunto turbina-gerador).
- d) Canal de fuga, onde é compensada a água turbinada de volta ao rio, estabelecendo o processo hidráulico de adução e geração.

De acordo com PEREIRA (2015), os tipos de arranjo geral das obras dos empreendimentos hidrelétricos dependem das características topográficas e geológico-geotécnicas de cada local de implantação. Esses arranjos variam muito se o local é em planície, vale medianamente ou totalmente encaixado.

Além dos demais equipamentos, os sistemas e equipamentos auxiliares (mecânico e elétricos), barramentos blindados, transformadores, subestações e a linha de transmissão.

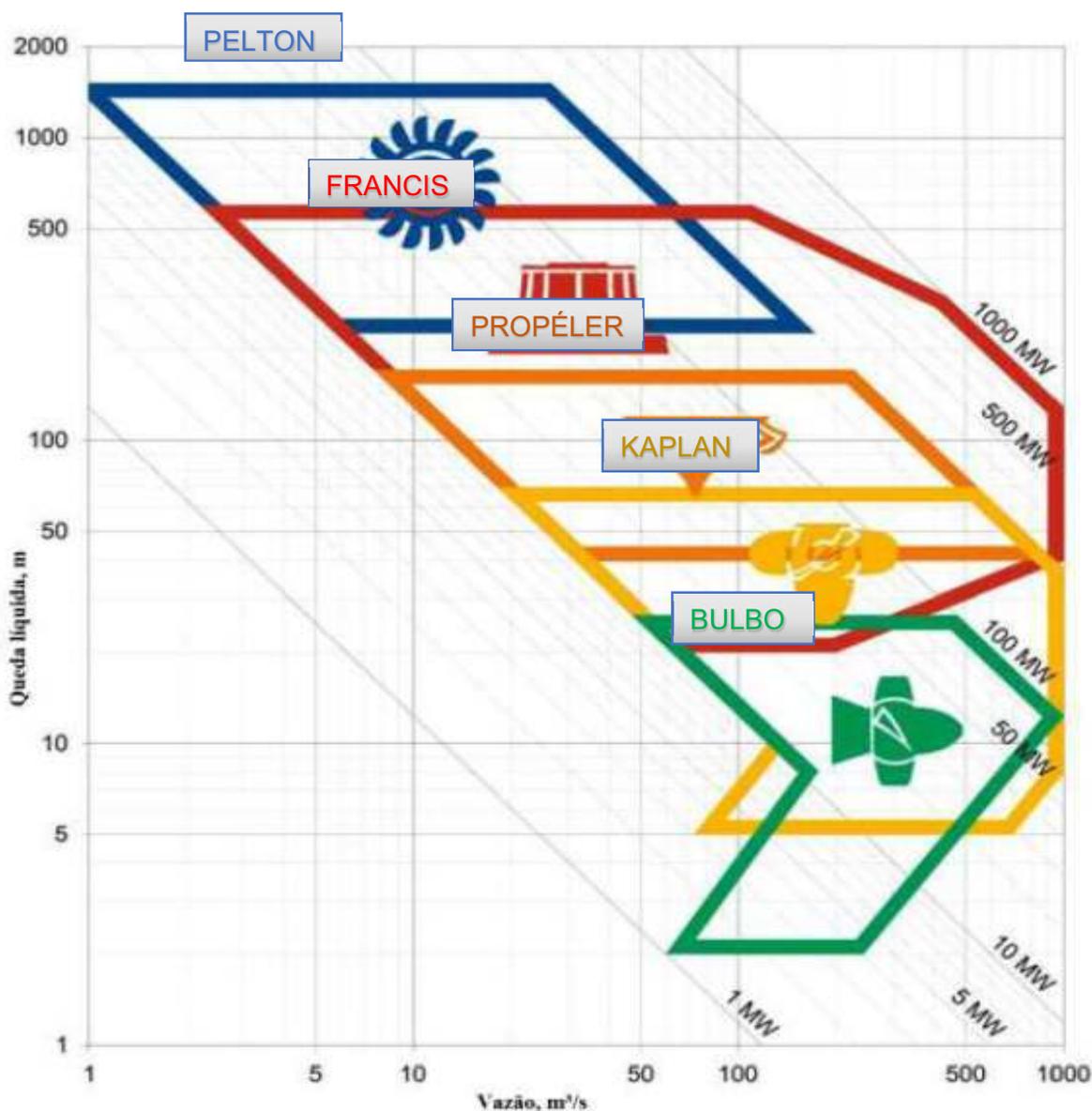
O País abriga hoje a maior hidrelétrica do mundo em geração de energia. Inaugurada em 1984 depois de um acordo binacional com o Paraguai, a usina de Itaipu tem hoje a potência instalada de 14 mil MW, com 20 unidades geradoras. Suprindo 80% de energia consumida no Paraguai e 20% do sistema brasileiro. (GOVERNO FEDERAL, 2017).

2.2 Turbina Hidráulica

As turbinas hidráulicas são equipamentos projetados para converter a energia potencial de fluidos em trabalho mecânica de eixo, operando em intermédio com energia cinética. Existem vários modelos de turbinas, classificados pelos fatores de queda, vazão e a potência.

As principais turbinas hidráulicas projetadas foram as do tipo Francis, Kaplan, Pelton, Hélice e a Bulbo. Para definir o modelo de turbina necessário para um determinado projeto, duas grandezas são consideradas, queda líquida e vazão. Considerando as várias aplicabilidades das turbinas que estão demonstradas na Figura 3 (Silva, MARCELL (2012) apud Morais (2011)), pode-se verificar que a turbina Francis tem um percentual significativo nas usinas hidrelétricas, devido a potência a ser gerada.

Figura 3 – Campos de aplicação de turbinas hidráulicas



Fonte: MARCELL (2012) apud Morais (2011)

Ainda de acordo com a norma TB-74 ABNT NBR 6445/1967 turbinas hidráulicas podem ser classificadas em dois tipos:

Turbina de reação: Turbina em que a energia mecânica é obtida pela transformação das energias cinética e de pressão do fluxo d'água, através do rotor. Por exemplo, do tipo Francis e Kaplan, a qual o fluxo d'água pode incidir de maneira radial, axial e diagonal, podem apresentar eixo vertical, horizontal e inclinado.

Turbina de ação: turbina em que a energia mecânica é obtida pela transformação da energia cinética do fluxo d'água, através do rotor. Por exemplo do tipo Pelton, na qual o fluxo incide sob a forma de jato sobre o rotor possuindo as pás em forma de duas conchas, apresentam eixo vertical ou horizontal.

2.2.1 Turbina Francis

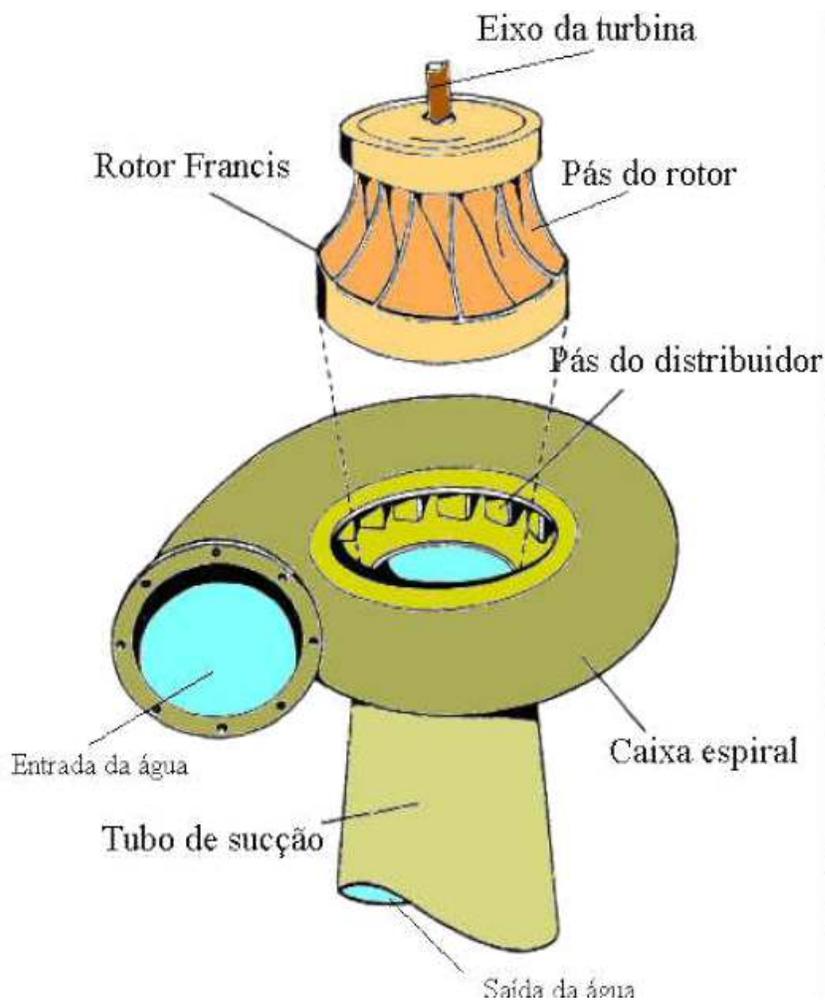
A turbina Francis, foi desenvolvida em 1847, pelo engenheiro James Bicheno Francis (1815-1892), é capaz de operar com quedas entre 40 m até 400 m, é caracterizada como uma turbina de reação, o fluxo de água incide, pelo conduto forçado, radialmente até a roda, e ao sair, através tubo de sucção, adquire uma direção axial, como mostrado em desenho explodido na Figura 4.

Tem sido aplicada largamente, pelo fato das suas características cobrirem um grande campo de rotação específica. As turbinas construídas entre 1930 e 1950 não possuíam rendimentos superiores a 85%, hoje ultrapassam a 92% para grandes máquinas (MELLO JR, 2015).

As turbinas Francis são geralmente instaladas com o eixo vertical. O fluxo hidráulico adentra na turbina por intermédio da caixa espiral que circunda as palhetas diretrizes. Durante o processo ocorre uma perda de pressão na caixa espiral para ela manter a velocidade inicial. Posteriormente, o fluxo passa pelas palhetas diretrizes, que faz o direcionamento para o rotor. Conforme, o fluxo hidráulico vai entrando na turbina, a pressão vai diminuindo, e com essa perda de pressão no rotor, faz com que a energia seja transferida para o eixo da turbina, e o eixo transmite esse trabalho para o gerador, para gerar energia (Mecânica Industrial, 2019).

A água é extraída da máquina pelo tubo de sucção, que opera como um difusor e reduz a velocidade de saída do fluxo para recuperar a energia máxima do rio.

Figura 4 – Turbina Francis explodida



Fonte: SUELLEN (2012) apud GOMES (2010.)

Em geral, o desempenho da turbina é melhor se a componente de giro do escoamento na saída do roto/entrada do tubo de sucção for aproximadamente nula. Isso é um indicativo de que o rotor converteu adequadamente a componente de giro gerada no distribuidor (CARVALHO DOS SANTOS, 2012, p. 31).

As turbinas Francis dispõem de uma vasta faixa de operação, podendo ser aplicadas em centrais de pequena, médias e grandes quedas d'água.

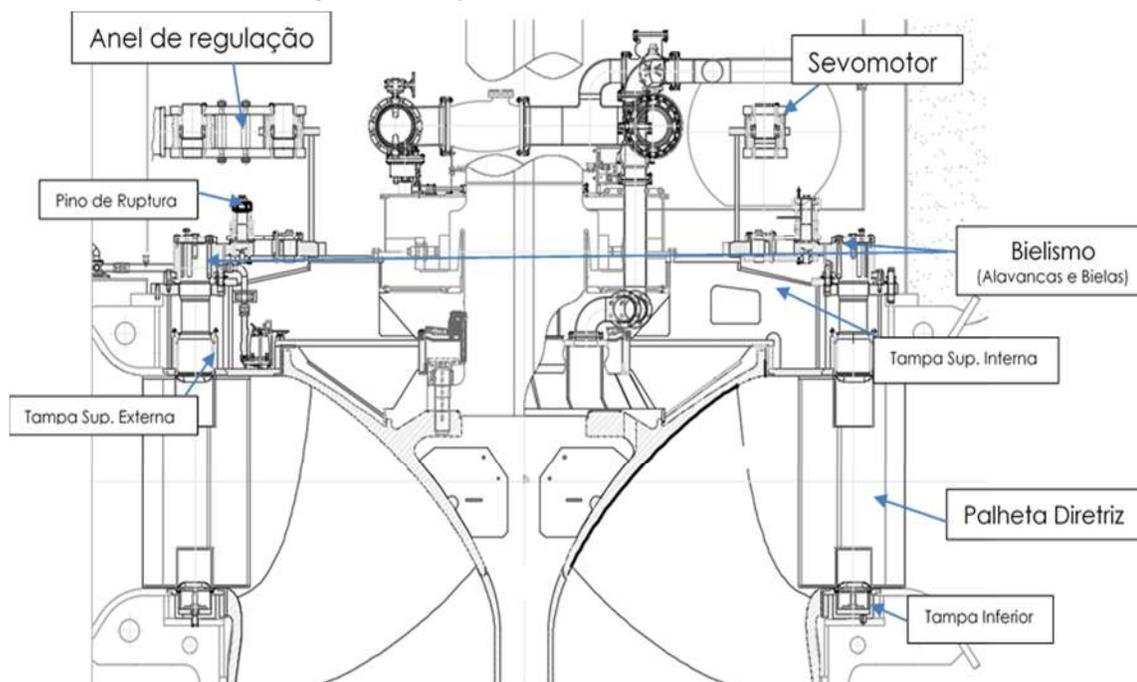
2.2.2 Conjunto do Distribuidor

O conjunto do distribuidor tem a função de controlar a vazão de água da turbina, ou seja, controlar a potência da unidade geradora, já que a velocidade é constante e a potência em uma mesma queda varia conforme a vazão. Ele corta o fluxo para interromper o funcionamento da máquina, em operação normal ou em emergência (rejeição de carga) (Amanda de Oliveira, 2013).

O distribuidor é composto por uma série de palhetas móveis, acionadas por um mecanismo hidráulico montado na tampa da turbina. Todas as palhetas têm seu movimento conjugado, isto é, todas se movem ao mesmo tempo, de maneira igual. (UNIFEI, 2016).

Ainda segundo a Amanda, os equipamentos que se destacam no sistema são: palhetas diretrizes, bielismo, anel de regulação e servomotores, elencados a seguir na Figura 5.

Figura 5 – Conjunto do Distribuidor da turbina Francis



Fonte: Elaborado pela autora

A palheta diretriz é constituída basicamente por munhões e um corpo com perfil definido hidraulicamente, com função de regular de forma eficaz a quantidade de água e direcionar o fluxo de entrada do rotor. Também, quando o distribuidor estiver

fechado, a palheta tem a função de reduzir significativamente o fluxo de água, deixando o mesmo dentro dos valores aceitáveis para uma vazão de fuga do distribuidor (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

O bielismo é o mecanismo de regulação, sendo responsável pela abertura e fechamento das palhetas diretrizes de forma síncrona. O ângulo máximo de abertura das palhetas diretrizes é definido pelo projeto hidráulico. A cinemática do mecanismo é definida de forma a obter a melhor curva de torque com o menor volume dos servomotores, otimizando o sistema (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

O anel de regulação é responsável por transmitir o movimento linear do servomotor para o movimento rotacional das palhetas diretrizes através do sistema do bielismo, obtendo assim as aberturas regulares da palheta do distribuidor necessárias para o controle da potência gerada, conforme projeto hidráulico. Este elemento conecta o conjunto de bielas do distribuidor aos servomotores, através das bielas deste último. O anel de regulação é apoiado e guiado sobre a tampa superior por meios dos mancais radiais e axiais, os quais são constituídos dos elementos auto lubrificantes e suas respectivas sedes ou pistas de deslizamento (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

O servomotor é fixado na tampa intermediárias da turbina, e o curso teórico do servomotor e as interfaces com outros componentes são determinados no estudo da cinemática do distribuidor. O sistema de regulação possui uma unidade hidráulica com bombas e compressores de ar que pressurizam um acumulador ar/óleo. Este acumulador. Este sistema de acumulador permite que o distribuidor manobre independente de energia elétrica, o que permite o fechamento rápido do distribuidor a qualquer momento, diante de uma emergência mecânica, elétrica ou hidráulica. O dimensionamento do servomotor considera que o distribuidor pode ser movimentado mesmo quando se tem a pressão mínima de regulação (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

Na parte superior do distribuidor, localizam-se os mancais superior e intermediário da palheta diretriz, escora e contra-escora da palheta diretriz, alavancas e bielas ligado às palhetas ao anel de regulação e também o circuito de injeção de água de refrigeração do labirinto para o trabalho em modo de compensador síncrono, assim como a tubulação para injeção e evacuação do ar do rebaixamento deste

sistema. A parte superior comporta também elementos de proteção, sendo pino de ruptura, cuja função é proteger todo o mecanismo de torques provenientes de eventual bloqueio do mecanismo, e o sistema de frenagem, que tem a função de manter o conjunto palheta/manivela ligado ao bielismo mesmo que ocorra uma ruptura do pino, permitindo o deslizamento da manivela em relação a biela, com um torque controlado evitando que a palheta fique totalmente livre e à deriva (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

Na parte inferior do distribuidor, localizam-se os mancais inferiores das palhetas diretrizes e as tubulações de injeção de água de resfriamento do labirinto para o trabalho em modo de compensador síncrono (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

Ainda segundo Magela (2015), os mancais do distribuidor são feitos de materiais autolubrificantes, livres de manutenção, esses materiais, as pressões de trabalho nos diversos casos de carga e o coeficiente de atrito são definidos, baseado em testes realizados buscando a vida esperada do material autolubrificante em função das condições específicas dos materiais e aspectos de fabricação dos munhões e escoras das palhetas diretrizes, pinos de articulação e anel de regulação (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

As tampas superior e inferior fazem o fechamento do conduto hidráulico. As faces superior e inferior das tampas em contato com as palhetas são em aço inoxidável. Na região de interface entre as tampas superior e inferior com o pré-distribuidor tem as vedações e os elementos de fixação. Na região entre a parte girante e a parte fixa, existem os labirintos. As folgas dos labirintos são as menores possíveis, pois a água que passa por eles não gera energia, mas é computada na vazão da turbina, significando perdas hidráulicas e, portanto, influenciando no rendimento do grupo. Essas folgas são definidas com base no cálculo da linha de eixo para analisar os deslocamentos relativos entre as partes rotativas e não rotativas e evitar a ocorrência de toques indesejáveis entre as partes nos diversos modos de funcionamento, sendo mais crítico no labirinto inferior (Cursos de Turbinas, GE Energy Hydro (2018)).

2.2.3 Características de teste necessários para o bom funcionamento da turbina Francis: Método de Gibson e Testes mecânicos

O método Gibson (ou “pressão-tempo”) é descrito na norma IEC60041:1991 como um método absoluto para determinar a eficiência da turbina. Este método é baseado na determinação da vazão (APARECIDA, Lucymara 2006).

A teoria de Gibson é baseada na segunda lei de Newton e em um de seus corolários, a equação de Joukowsky (teoria do golpe de aríete): em um fluido sem atrito, uma mudança de velocidade dv/dt em um conduto de seção transversal constante A , de massa de fluido ρLA levaria a uma pressão diferencial Δp entre a seção transversal a montante e a jusante do comprimento L , e pode ser calculado através de equação (1):

$$\rho LA \frac{dv}{dt} = -A \Delta p \quad (1)$$

Ao integrar esta equação entre o tempo inicial (correspondente ao fechamento do distribuidor) e t correspondente ao tempo durante o qual a velocidade muda, e se Δh é a perda de pressão devido ao atrito entre das seções, obtemos a equação (2):

$$A \int_0^t dv = -\frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \Delta h) dt \quad (2)$$

A vazão Q_0 no momento em que a válvula começa a fechar é esta, e considera-se seu cálculo conforme a equação (3):

$$Q_0 = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \Delta h) dt + Av_t \quad (3)$$

A vazão $q=Avt$ corresponde a vazão após o término do fechamento do distribuidor, a norma determina, que é o vazamento que flui através do distribuidor e deve ser determinado separadamente com a máquina parada.

E sob condições favoráveis, uma incerteza geral, no nível de confiança de 95%, de cerca de 1,5 a 2% pode ser esperada.

As garantias de performance serão verificadas em ponto estáveis de operação sobre uma operação com queda líquida, a qual deve permanecer durante os testes o mais próximo da queda nominal.

A eficiência em cada ponto de operação é calculada através de medições da potência de saída da turbina, isto é, operação de queda líquida e vazão média.

Em paralelo com o teste de performance, dependendo do escopo do projeto, testes mecânicos são conduzidos em condições normais e transitórias (incluindo rejeição de carga):

- a) Medições de deslocamento do eixo (seguindo a norma ISO 7919-5:2005);
- b) Medições de vibrações nos mancais (seguindo a norma ISO 10816:2000);
- c) Medições de ruídos;
- d) Medições de vibração e pulsação de pressão;

Durante a execução dos testes todas as unidades são interrompidas de operação, para evitar distúrbios nas medições realizadas na unidade em teste.

Para o teste de Gibson, são registrados 9 pontos de carga constante (100, 90, 80, 70, 65, 75, 85, 95 e 105% da saída nominal) a uma altura tão próxima quanto possível de uma da “Weighted head”, aumentando e diminuindo a potência elétrica para poder traçar curvas com a evolução da eficiência em função da vazão de operação ou potência de saída.

Para os ensaios mecânicos, são realizados em uma segunda sequência de testes: 13 pontos de carga constantes (100, 90, 80, 70, 60, 50, 40, 30, 20, 10, 15, 25, 35, 45, 55, 65, 75, 85, 95, e 110% da saída nominal).

3 METODOLOGIA

Um estudo de caso tem a finalidade de intensificar o conhecimento sobre um determinado tema específico, com o intuito de favorecer novas investigações para a modernização do assunto em questão.

Para Yin (2001, p. 28) o estudo de caso ocorre quando, se faz uma questão do tipo “como” ou “por que” sobre um conjunto de acontecimentos, sobre o qual se tem pouco ou nenhum controle.

Nas palavras do observador Schramm (1971) apud Yin (2001, p. 31)

A essência de um estudo de caso, a principal tendência em todos os tipos de estudo de caso, é que ela tenta esclarecer uma decisão ou um conjunto de decisões: o motivo pelo qual foram tomadas, como foram implementadas e com quais resultados.

Segundo Yin (2001) o estudo de caso pode ser descrito de dois tipos:

- a) Estudo de caso explanatório: Tendo um propósito explanatório e não apenas exploratório, deve-se propor explicações concorrentes para o mesmo conjunto de eventos e indicar como essas explicações podem ser aplicadas a outras situações
- b) Estudo de caso descritivo: Menos exigente do que um explanatório, não é necessária muita teoria, que ligações causais não precisam ser feitas e que a análise realizada é mínima.

As pesquisas exploratórias determinam uma abordagem do fenômeno pela pesquisa de informações que propiciam ao pesquisador a busca pela compreensão de determinado assunto (GERHASRT e SILVEIRA, 2009).

De acordo com Yin (2001, p62), o estudo de caso único origina-se de três situações:

- a) Caso decisivo, com teorias bem-formuladas, as quais especificam um conjunto claro de proposições e as circunstâncias em que se acredita que elas sejam verdadeiras.
- b) Caso raro ou extremo. Que apresenta uma situação extremamente rara, ocorrida e que ainda não se tem base de dados para comparações.

- c) Caso revelador, situação onde os pesquisadores têm a oportunidade de observar e analisar um fenômeno previamente inacessível à investigação científica.

Quanto à sua abordagem, este trabalho apresenta uma análise de dados, coletados durante o processo. De acordo com seu objetivo, trata-se de um estudo de caso onde foi determinado, através dos recursos apresentados, a melhor abordagem para as modificações aplicadas. Portanto, este trabalho pode ser classificado com um estudo exploratório e explicativo, pois foi através de uma investigação e estudo dos itens a serem modernizados, que foi possível o esclarecimento das decisões que foram tomadas durante a modernização e a apresentação dos resultados obtidos em termos de rendimento do equipamento. E este trabalho se constitui, ainda de um estudo de caso único, pois contém uma única unidade de estudo, não tendo como propósito a generalização do estudo para proveito de outras unidades ou modalidades de negócio.

4 DESENVOLVIMENTO

4.1 Detalhes

Para atendimento do objeto no que se refere a modernização do sistema distribuidor das unidades geradoras (UGs) 7 e 8, o contratante, que é o retentor da obra, elabora uma especificação técnica que estabelece as normas e critérios para o relacionamento entre a contratante e contratada.

Em resumo, a modernização das UG7 e UG8 e sistemas associados visa a sua repotenciação e extensão da vida útil para mais um período de operação de, no mínimo, 35 anos. Nesse sentido, as melhorias realizadas no projeto utilizam-se de tecnologias comprovadas e reconhecidas pelo setor de geração hidrelétrica nacional e pela contratante.

4.1.1 Características Técnicas

Foi apresentado na especificação técnica os principais dados técnicos dos equipamentos que fazem interface ou parte da modernização, bem como o seu histórico de operação e a lista de documentos de referência, para consulta e verificação.

Dados Gerais da Turbina

- Fabricante:..... Alfa/Beta
- Material:..... ASTM A-27 Gr. 65-35
- Queda Nominal Operacional:..... 54,7 m
- Vazão Máxima:..... 237,4 m³/s
- Rotação:..... 120 rpm
- Número de pás do rotor:..... 10
- Número de palhetas diretrizes:..... 16

Dados Gerais dos Servomotores Principais

- Tipo:..... duplo efeito
- Quantidade:..... 2
- Diâmetro do cilindro:..... 550 mm
- Diâmetro da haste:..... 178,75 mm
- Curso:..... 456,5 mm
- Tempo de abertura (0 a 100%):..... 8 a 11 s

Para verificar as condições atuais de funcionamentos das máquinas, e para fazer a análise para a modernização, foram utilizados alguns testes específicos que não serão contemplados neste estudo, apenas será demonstrado um modelo 100% homologado, levando em consideração as ranhuras da comporta.

Teste de carga Absoluta:

- Tolerância de $\pm 2\%$
- Método: Gibson (já demonstrado na revisão bibliográfica)

Sendo assim, apresentando uma conclusão, onde as turbinas apresentavam uma distribuição de fluxo muito ruim e grande quantidade de descolamento de fluxo, comprovando-se da real necessidade de modernização da mesma.

Este estudo englobou os pontos mais críticos, visando o ponto nominal da queda nominal e os pontos de sobre potência na queda nominal e queda máxima. Para todos os pontos operacionais estudados, considerou-se a nível montante máximo para assegurar-se que a sobrepressão não fosse excedida em qualquer circunstância.

4.2 Modernizações realizadas

E como proposta efetiva de melhoria, a atenuação do descolamento de fluxo só apresentará uma resolução usando extensões e cortes nas palhetas diretrizes, além de que e a tampa superior deverá ser rotacionada para mover a esteira de cima das palhetas diretrizes, o que gerou um passo de 3° (três graus).

Além da melhoria realizada, e ainda levando em consideração o histórico da UHE (Usina Hidrelétrica), e seus anos de funcionamento, o distribuidor original foi reformado, mantendo a concepção atual, porém com as alterações necessárias para garantir um melhor posicionamento das palhetas diretrizes em relação ao pré-distribuidor. As palhetas diretrizes, receberam um novo perfil hidráulico, considerando a rotação de 3° (três graus) devido a repotenciação. E a realização da reforma dos servomotores, devido ao novo curso do distribuidor e adaptação de rotula.

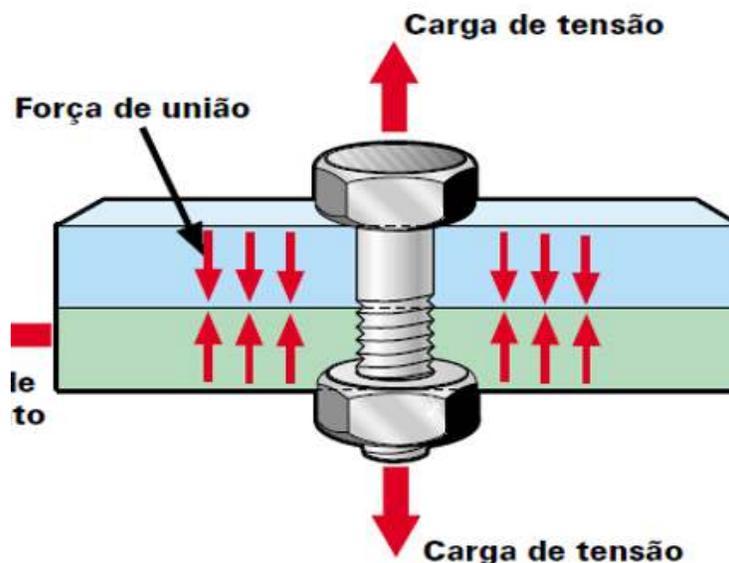
O pré-distribuidor das unidades 7 e 8 da UHE (Usina Hidrelétrica) é formado basicamente por chapas conectadas à caixa espira, respeitando o perfil hidráulico, e por chapas onde são conectadas a tampa superior e a tampa inferior, devendo ser capaz de transmitir os esforços provenientes das mesmas para o concreto.

4.2.1 Tirante de acoplamento

Foram substituídos os tirantes de acoplamento entre tampa superior externa e pré-distribuidor, entre tampa superior externa e tampa superior interna e entre tampa inferior e pré-distribuidor.

No caso de fixação onde temos um carregamento dinâmico é extremamente importante garantir um correto pré-tensionamento dos tirantes. A força de união (Figura 6) obtida através do pré-tensionamento deve ser superior às cargas externas para evitar a separação da junta e o risco de fadiga no componente.

Figura 6 – Aperto no parafuso



Fonte: Ely Casto (2015)

O pré-tensionamento de um tirante pode ser realizado de várias formas, tais como, chave de impacto, chave hidráulica, torquímetro, alongamento com macacos, etc. Porém, alguns métodos apresentam maior precisão do que outros em função das variáveis envolvidas no processo, por exemplo, quando temos um aperto realizado através de torque, nós temos uma variável importante que é o coeficiente de atrito. Quando um parafuso é lubrificado, o atrito nas roscas é reduzido e a relação entre o torque de aperto e o valor de pré-tensionamento é alterado, ou seja, podemos introduzir uma tensão no parafuso acima do esperado e causar a quebra do mesmo, ou ainda se não lubrificado, iremos utilizar uma parcela do torque para vencer o atrito e aplicar um pré-tensionamento inferior ao desejado.

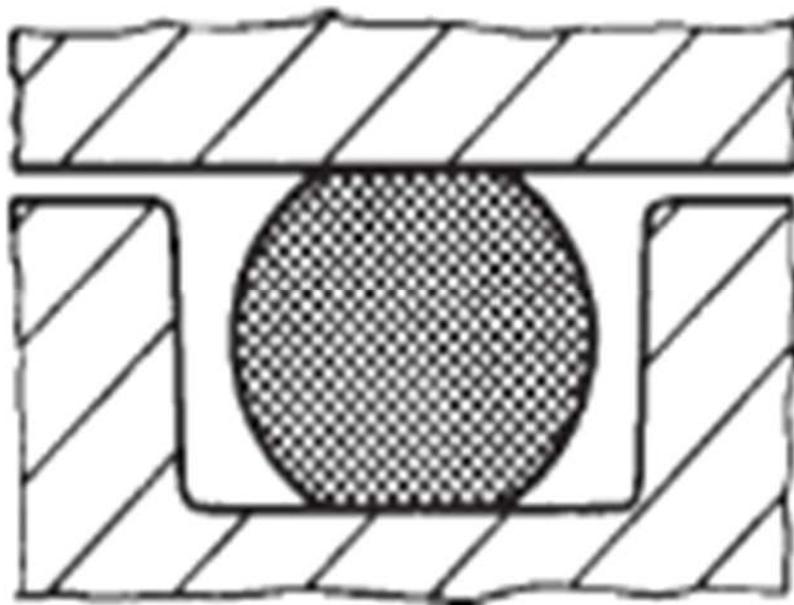
O sistema de pré-tensionamento adotado atualmente na usina em estudo, trata-se de um sistema de alongamento utilizando um macaco hidráulico, onde o valor de carga aplicada é garantido através da medição do alongamento do tirante. Este sistema garante uma maior precisão no valor da carga aplicada. Conhecendo as imprecisões que cada processo proporciona, foram adotados os fatores de segurança, conforme norma VDI22330.

4.2.2 Tampa superior externa, tampa superior interna e tampa inferior

Foram feitas as reformas da tampa superior externa, onde foram reusinados os alojamentos das buchas auto lubrificantes e realizada pintura, da tampa superior interna, onde foi adicionado um labirinto intermediário de interface com o rotor, e da tampa inferior, onde ocorreu a reusinagem dos alojamentos das buchas auto lubrificantes e a recuperação do labirinto inferior e da placa de desgaste.

Na junção entre tampa interna e tampa externa, tampa externa com pré-distribuidor e tampa inferior com pré-distribuidor, existem cordões calibrados que fazem a junção de vedação entre os componentes. O cordão calibrado é um elastômero confinado em um alojamento, onde a efetividade da vedação é garantida através da compressão do mesmo, vista em corte na Figura 7 a seguir:

Figura 7 – Compressão do elastômero no alojamento



Fonte: Catálogo 5700 BR (1997)

4.2.3 Bielismo (Pino de ruptura e sistema de frenagem)

No bielismo, foi efetivada a adaptação na alavanca, para receber o novo perfil das palhetas diretrizes. Para o pino de ruptura foi desenvolvido um novo projeto, onde vale ressaltar que não houve rompimento dos pinos de ruptura durante os efetivos 40 anos de funcionamento da usina. Foi projetado um novo sistema de frenagem (mola prato).

Caso ocorra uma quebra do pino de ruptura, o conjunto palheta mais alavanca não estará mais conectado ao mecanismo de regulação do distribuidor, e nesta situação a palheta fica sujeita à tendência hidráulica de abertura ou fechamento, dependendo do seu perfil, e nesta situação o sistema de frenagem tem a função de limitar o descolamento da palheta.

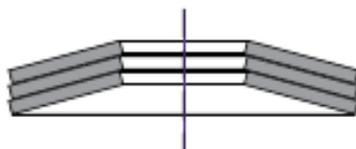
O conceito do sistema de frenagem existente, trata-se da obtenção de uma força de atrito entre o contato de dois componentes mecânicos (biela e arruela), gerado através do tensionamento de um conjunto de molas prato. O torque gerado através da força de atrito do sistema de frenagem é dimensionado para suportar, no mínimo, 10% do torque hidráulico máximo da palheta.

O ajuste da força aplicada será realizado através de um macaco hidráulico, montado na rosca existente no pino de ruptura, onde a força obtida foi verificada através da pressão aplicada no macaco, bem como, pela deflexão do conjunto de molas.

O conjunto de molas é constituído por uma combinação de molas em série e molas em paralelo, onde com esta configuração temos a deflexão de uma mola multiplicada pelo número de molas em série e a força de uma mola multiplicada pelo número de molas em paralelo em um conjunto, demonstradas na Figura 8.

Figura 8 – Método de empilhamento

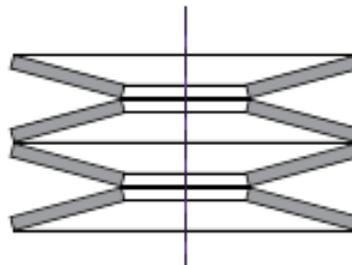
PARALELO



Deflexão: Mesma deflexão de uma única mola

Força: Força de uma mola multiplicada pelo número de molas

SÉRIE



Deflexão: Deflexão de uma mola multiplicada pelo número de molas

Força: Mesma força de uma única mola

Fonte: SPIROL International Corporation (2018)

4.2.4 Palhetas Diretrizes

As palhetas diretrizes foram fabricadas, considerando seu novo perfil hidráulico, de uma estrutura soldada com chapas e munhão forjado, em material aço carbono com revestimento. A folga superior e inferior entre o corpo da palheta e as tampas foram dimensionadas para evitar o contato entre as partes durante a operação de abertura e fechamento, e para restringir a passagem de fluxo de água quando o distribuidor estiver fechado, tendo uma elevação significativa na velocidade.

Na região de vedação entre as palhetas, o ponto de contato também foi revestido com um material inoxidável martensítico, com o objetivo principal de evitar o desgaste desta superfície, pois quando o distribuidor estiver fechado, esta superfície será comprimida pelo servomotor do distribuidor.

4.2.5 Servomotor

A premissa principal para o dimensionamento dos servomotores são que, os torques disponibilizados pelos servomotores decorrentes da pressão de regulação do sistema, devem ser sempre superiores ao torque necessário para movimentar as palhetas diretrizes. Sendo assim, após a definição dos torques devido ao projeto hidráulico, mecanicamente, foi trabalhado uma solução na redução do atrito, utilizando materiais auto lubrificantes que apresentam baixo coeficiente de atrito, como o caso das buchas das palhetas, buchas do bielismo, setor auto lubrificantes do anel de regulação e buchas ou rótulos de ligação entre anel de regulação e servomotor.

Devido ao novo projeto hidráulico desenvolvido, a máxima abertura angular das palhetas foi aumentada para 43° (quarenta e três graus) e conseqüentemente o curso do servomotor também foi alterado para se manter a mesma configuração do bielismo. Este novo curso também contempla o valor necessário para realização do pré-tensionamento do distribuidor com objetivo de garantir uma melhor vedação entre as palhetas diretrizes.

Novos segmentos auto lubrificantes foram adicionados no anel de regulação de no mancal contra escora. E um novo sistema de drenagem do distribuidor, foi desenvolvido.

4.2.6 Buchas autolubrificantes

As buchas autolubrificantes empregadas no projeto, são compósitos lubrificantes, reforçados com fibra de vidro, onde a material base garante a resistência necessária, enquanto que a camada de deslizamento contém fibras especiais e lubrificantes sólidos que garantem excelentes propriedades.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Características de desempenho e operação

5.1.1 Potências

As turbinas repotenciadas fornecerão potência nominal de 134,8 MW, sob a queda nominal de 54,7 m e nível jusante de 275,61 manm, já descontadas as perdas do mancal guia da turbina e da vedação do eixo.

O ensaio de modelo reduzido será conduzido em conformidade com a norma IEC 60.193 (Segunda Edição 1999-11) – “*Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines – Model Acceptance Test*”, descritos nesse documento e os testes em campo, em conformidade à normas IEC Publication 60041 (1991-11) – “*Field acceptance testes to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pumpturbines*”.

5.2 Campo Operacional

As turbinas repotenciadas poderão operar de maneira contínua entre as quedas 54,7 m e 62,6 m, livres de cavitação de entrada.

A faixa operacional contínua e temporária de operação é definida, preliminarmente, conforme Tabela 01. Potência máxima contínua é limitada a 134,8 MW para quedas igual ou superior a 54,7 m, e a 100% de abertura do distribuidor, este definido com a abertura do novo ponto nominal das turbinas, para quedas inferiores a 54,7 m e limitadas a queda mínima.

As turbinas serão capazes de operar, por não mais que o total de 1,000 horas a cada 8,000 horas de operação, entre 100% e 105% da potência nominal e em cargas entre 50% da máxima contínua da referida queda, até a condição de *Speed-No-Load*.

Tabela 1 – Faixa operacional contínua e temporária: definição das potencias

Queda Líquida	44,4	52,9	54,7	56,8	58,1	59,4	62,6
Pot. Maxima Temporaria [MW]	103,4	123,2	127,4	134,8	134,8	134,8	134,8
Pot. Maxima Continua [MW]	98,2	117	121	128,1	128,1	128,1	128,1
Pot. Minima [MW]	49,1	58,5	60,5	64	64	64	64

Fonte: Elaborado pela autora (2019)

5.3 Cavitação

Nas condições operacionais, contínua e intermitente, não excedendo 1000 horas de operação, o desgaste devido a erosão será igual ou inferior ao apresentado a Tabela 2 abaixo.

Tabela 2 – Garantia de Cavitação

Item	Limite	Período
Massa Removida do Rotor	5kg	8000 horas
Profundidade Máxima	$\frac{1}{4}$ da espessura mínima da borda de saída da pá Espessura mínima: 8 mm	8000 horas
Cavitação na Cinta e no Cubo	Fosqueamento e ou danos com espessura inferiores a 0,4mm	8000 horas

Fonte: Elaborado pela autora. (2019)

Os valores acima apresentados são válidos apenas para o período de garantia de 8000 horas de operação ou 2 (dois) anos do comissionamento, o que ocorrer primeiro, devidamente descontados o tempo de parada para inspeção manutenção.

A verificação e comprovação do desgaste devido a cavitação será feito conforme previsto na norma IEC 60609:2004.

5.4 Fluxo nas passagens hidráulicas

As análises numéricas foram desenvolvidas através de CFD (*Computational Fluid Dynamics*), nessas análises, as equações Navier-Stokes foram resolvidas de forma completa, levando-se em consideração os efeitos viscosos e em regime permanente. Foram feitos cálculos numéricos para o distribuidor (denominado dupla grade).

Com a determinação das perdas hidráulicas nestas passagens, consegue-se estimar um novo rendimento para a nova configuração da máquina.

O baixo ângulo de incidência na região central de determinadas palhetas fixas, acarreta no descolamento na região central das palhetas. Já nas regiões de suas extremidades, o descolamento é gerado, também, pelo perfil pouco hidrodinâmico das palhetas.

Nas palhetas mais curtas, palhetas tipo 2, o descolamento se deve principalmente ao perfil pouco hidrodinâmico.

O perfil “quadrado” das palhetas originais tende a conduzir o escoamento a uma mudança de direção brusca na região do bordo de ataque, gerando picos de velocidade que elevam as perdas e causam desgastes/cavitação pontuais.

Os descolamentos da camada limite geram uma massa de água recirculante de baixa energia, que atua de maneira a bloquear a entrada de mais água no canal entre palhetas onde atua. Por consequência, menos água passa por esse canal, e mais água é direcionada aos canais vizinhos, implicando na alimentação não uniforme do distribuidor e rotor.

Alguns fenômenos como oscilações de torque, flutuação de pressão e queda de rendimento podem, muitas vezes, estar associados ao fenômeno supracitado.

5.4.1 Resultados palhetas modificadas

Devido ao baixo ângulo de escoamento incidente no pré-distribuidor e ao perfil grosseiro das palhetas fixas, algumas soluções foram realizadas para reduzir as perdas hidráulicas geradas por essas duas fontes.

A primeira alternativa foi proceder o reperfilamento das palhetas fixas apenas por remoção de material. Solução mais rápida e menos custosa que acrescentar extensões. Porém apenas essa medida não foi suficiente para extinguir totalmente as zonas de recirculação do escoamento nas palhetas.

Adotou-se, então, o uso de extensões em algumas palhetas. Esse conceito confere mais liberdade no projeto do hidrófilo, permitindo que o bordo de ataque seja corrigido o tornando mais tolerante ao baixo ângulo de incidência do escoamento. Consequentemente, o fluxo entre canal entre pás foi melhorado, pela extinção das regiões de recirculação.

Foram realizadas algumas modificações na região da bequilha, que resultaria na melhora do fluxo no local e redução e/ou mitigação da separação da camada limite. A modificação consistiu em adicionar material para reduzir a mudança abrupta da seção no projeto original. E foi confirmado um ganho significativo na qualidade do escoamento no local: o descolamento de camada limite foi eliminado.

Entretanto, a distribuição do ângulo do escoamento da saída das diretrizes (entrada do rotor Francis), não sofreu alterações significativas. Os valores pico a pico, da variação de fluxo por entre os canais das palhetas diretrizes passou de 10% para 7% com alteração da bequilha, próximo ao critério interno, que é 6% para obras de reabilitação. Esse valor foi atingido com ajustes finos em determinadas palhetas na fase de execução.

5.4.2 Transitório Hidráulico

A lei de fechamento utilizada é semelhante à informada: fechamento de 95% do distribuidor em 8.2 segundos e 4 segundos de amortecimento, considerando que 100% da abertura do distribuidor é a abertura necessária para fornecer 134,8 MW sob a queda nominal.

Abaixo, segue Tabela 3 com os valores garantidos:

Tabela 3 – Garantias de sobre velocidade e sobrepressão

	Garantia	
Sobrepressão Máxima	130% 100 mca	
Sobrevelocidade Máxima	100% Potência	177 rpm
	105% Potência	183 rpm

Fonte: Elaborado pela autora (2019)

Ficou comprovado que o valor de máxima sobrepressão não será excedido em qualquer hipótese e com a relativa margem de segurança.

6 CONCLUSÃO

A partir das pesquisas bibliográficas e do estudo de caso único, que apresentaram resultados significativos, conclui-se que o objetivo do trabalho foi alcançado, tendo em conta que diante das análises e resultados foi possível inferir sobre aspectos relativos aos processos, onde, com esse estudo de repotenciação de uma usina hidrelétrica, a partir de modelos analíticos foi possível avaliar o comportamento do escoamento. As perdas hidráulicas foram quantificadas com segurança para que sejam determinadas as novas performances esperadas da reforma, quando serão contempladas as modificações propostas.

Os estudos das simulações computacionais em CFD feitas para as principais passagens hidráulicas mostram que, para atingir os valores de eficiência requisitados nas especificações para as turbinas repotenciadas, foi mandatário o reperfilamento das palhetas fixas do pré-distribuidor.

Pode-se observar também uma melhor distribuição das tensões na transição do perfil da palheta fixa modificado e os anéis do pré-distribuidor, obtendo-se assim tensões concentradas na ordem de 20% a 30% menores que a condição atual. Com essa análise comparativa foi possível garantir que a modificação pode ser executada sem risco para a operação da turbina, e sem redução da vida útil do componente.

REFERÊNCIAS

ANDRADE, Maria Antonieta di Azevedo, **Curso de Turbinas**. GE Energy Hydro Disponível em: <<https://slideplayer.com.br/slide/11128385/>> Acesso em: 22 out. de 2019.

ANEEL – AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA **Atlas de Elétrica do Brasil – Energia Hidráulica**. 2002. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas_par2_cap3.pdf> Acesso em: 10 de abril de 2019.

GE ENERGY HYDRO, **Cursos de Turbinas. Material interno de treinamento**. 2018.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, **Balanco Energético Nacional 2018**. 2018 (base 2017). Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2018>> Acesso em: 5 mar. de 2019.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, **Planejamento Energético e a EPE**. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/planejamento-energetico-e-a-ep>> Acesso em: 7 mar. de 2019.

GOODE, William J.; HATT, Paul K. **Métodos em pesquisa social**. São Paulo: Nacional, 1975.

GOVERO DO BRASIL, gov.br, **Matriz energética**. 2017. Disponível em <<http://www.brasil.gov.br/noticias/meio-ambiente/2010/11/matriz-energetica>>. Acesso em: 5 mar. de 2019.

JUSTINO, Lucimary Aparecida, **Estudos de Procedimentos de Ensaios de Campo em Turbinas Hidráulicas para PCH**. Itajubá, 24 mar. De 2006

LEÃO, Amanda de Oliveira. **Projeto de Reuladores de Velocidade de uma Unidade Geradora Hidráulica (UGH) por Técnicas Convencionais e Alocação Polinomial em RST**. Tucuruí-Pará, 2013.

PEREIRA, Geraldo Magela. **projeto de USINAS HIDRELÉTRICAS, passo a passo.** 1ª ed. 2015.

SCRIBD, Uploades by marcelo.s. NBR 06445 TB 74 - **Turbinas Hidraulicas Turbinas-bombas e Bombas de Acumulação 1987.** Disponível em: <<HTTPS://WWW.SCRIBD.COM/DOCUMENT/79357285/NBR-06445-TB-74-TURBINAS-HIDRAULICAS-TURBINAS-BOMBAS-E-BOMBAS-DE-ACUMULACAO>> Acesso em: 10 de abril de 2019.

SANTOS, Suelem A. de O Cursino. **Turbina Francis: Estudo de caso de melhoria no Processo de Fabricação da Caixa Espiral.** Taubaté, 2017.

SILVA, Wagner Vanci da. **Estudo de Deformações em palhetas para Redução de Vazamentos em Distribuidores de Turbinas Hidráulicas.** Andritz Hydro S.A. CILANCE, Rio de Janeiro, 2015.

YIN, Robert K. **Estudo de caso: planejamento e métodos.** Porto Alegre: Bookman, 2005.

YUANFANG, H; GUANGNING, L; SHIYING, F. **Research on Prototype Hydro-Turbine Operation:** 1. ed. Beijing: Editora Foreign Languages Press Co. Ltd, 2012